



①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 199 12 506 A 1**

⑥① Int. Cl.⁶:
F 16 H 61/02

②① Aktenzeichen: 199 12 506.6
②② Anmeldetag: 19. 3. 99
④③ Offenlegungstag: 23. 9. 99

DE 199 12 506 A 1

③⑩ Unionspriorität:
10-069779 19. 03. 98 JP

⑦① Anmelder:
Hitachi, Ltd., Tokio/Tokyo, JP; Hitachi Car
Engineering Co., Ltd., Hitachinaka, Ibaraki, JP

⑦④ Vertreter:
Beetz und Kollegen, 80538 München

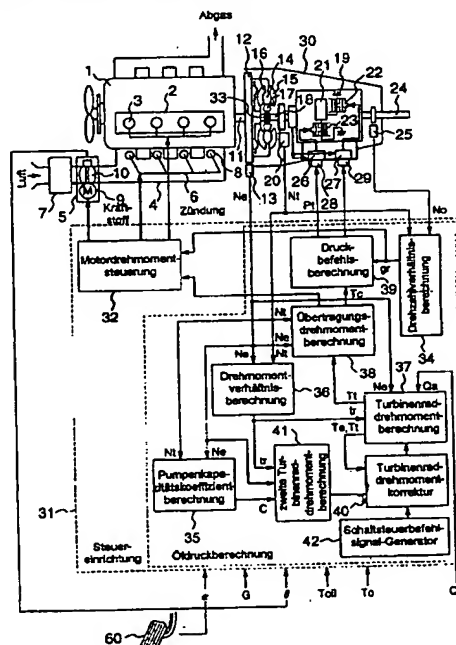
⑦② Erfinder:
Minowa, Toshimichi, Mito, JP; Ochi, Tatsuya,
Hitachi, JP; Kuroiwa, Hiroshi, Hitachi, JP; Okada,
Mitsuyoshi, Hitachinaka, JP; Noda, Junichi, Ibaraki,
JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Vorrichtung und Verfahren zum Steuern des Kupplungsöldrucks in Automatikgetrieben

⑤⑦ Eine Steuervorrichtung für ein Automatikgetriebe steuert mittels Öldruck wenigstens eine Kupplung (22, 23) eines mit einer Motorausgangswelle (11) verbundenen Automatikgetriebes (30), die eingerückt oder ausgerückt wird, um einen Schaltvorgang auszuführen. In dieser Steuervorrichtung wird das Ausgangsdrehmoment (T_e) des Motors (1) anhand eines Parameters, der die Last des Motors (1) darstellt, und der Motordrehzahl (N_e) berechnet. Weiterhin wird ein für die Kupplung (22, 23) erforderliches Übertragungsdrehmoment (T_c) unter Verwendung wenigstens des berechneten Motorausgangsdrehmoments (T_e) und der Motordrehzahl (N_e) berechnet. Dann wird ein Befehlswert (P_t) für den auf die Kupplung (22, 23) wirkenden Öldruck anhand des berechneten Übertragungsdrehmoments (T_c) bestimmt.



DE 199 12 506 A 1

Die Erfindung betrifft allgemein das Gebiet der Steuerung von Kraftfahrzeug-Automatikgetrieben und insbesondere eine Vorrichtung und ein Verfahren zum elektronischen Steuern des Arbeitsöldrucks, mit dem eine oder mehrere Kupplungen in einem Automatikgetriebe während eines Schaltvorgangs beaufschlagt werden.

Die Anmeldung bezieht sich auf Erfindungsgegenstände, die aus den gleichzeitig anhängigen Anmeldungen lfd. Nr. 08/998.735-A, eingereicht am 29. Dezember 1997, und lfd. Nr. 09/201.131-A, eingereicht am 30. November 1998, bekannt sind. Die Offenbarungen dieser Anmeldungen sind hiermit durch Literaturhinweis eingefügt.

Ein Automatikgetriebe enthält im allgemeinen einen mit der Ausgangswelle eines Motors verbundenen Drehmomentwandler, Getriebeeinheiten, die mit der Ausgangswelle des Drehmomentwandlers verbunden sind und mehrere Antriebsbereiche besitzen, und wenigstens zwei Kupplungen, die betätigt werden, wenn im Automatikgetriebe ein Schaltvorgang ausgeführt wird. Die meisten Kupplungen, die in Automatikgetrieben verwendet werden, sind im allgemeinen Mehrscheibenkupplungen. Der Schaltvorgang erfolgt während eines Intervalls, in dem eine Kupplung ausgerückt ist und die andere Kupplung eingerückt ist. Die Kupplung wird im allgemeinen mittels Öldruck betätigt. Da sich das Übertragungsdrehmoment während einer Änderung des Arbeitsöldrucks auf die eingerückte Kupplung ändert, ist es wichtig, daß der auf die Kupplung wirkende Öldruck korrekt gesteuert wird.

In dem Patent US 4.922.424 ist eine Steuerung in einem Automatikgetriebe zum Ausrücken und Einrücken von Kupplungen durch elektronische Steuerung des auf die Kupplungen wirkenden Arbeitsöldrucks beschrieben. Gemäß diesem US-Patent werden Steuerwerte, die zur Steuerung des Arbeitsöldrucks der eingerückten Kupplung beim Hochschalten und des Arbeitsöldrucks der ausgerückten Kupplung beim Herunterschalten verwendet werden, anhand einer vorgegebenen funktionalen Beziehung auf der Grundlage der Motordrehzahl, der Turbinenraddrehzahl und des Ölpumpenkapazitätskoeffizienten des Drehmomentwandlers berechnet. Die Motordrehzahl ist die Eingangswellendrehzahl des Drehmomentwandlers, die Turbinenraddrehzahl ist die Ausgangswellendrehzahl des Drehmomentwandlers und der Pumpenkapazitätskoeffizient ist durch die Eigenschaften des Drehmomentwandlers bestimmt. Die Steuerung gemäß diesem US-Patent ermöglicht die korrekte und präzise Steuerung des auf die Kupplung wirkenden Arbeitsöldrucks sowie die optimal an die Antriebsbedingungen des Fahrzeugs angepaßte Steuerung des Übertragungsdrehmoments der Kupplung, selbst wenn sich das Betriebsverhalten des Automatikgetriebes nach einer langen Nutzungsdauer geändert hat.

Fig. 12A ist ein Signalfordiagramm, auf das bei der Erläuterung der Steueroperation der mittels Öldruck betätigten Kupplung, die einen automatischen Schaltvorgang in einem herkömmlichen Automatikgetriebe bewirkt, Bezug genommen wird. Es wird angenommen, daß ein Fahrer eines Fahrzeugs das Fahrpedal zunächst niederdrückt, bis das Fahrzeug eine gewünschte Fahrgeschwindigkeit erreicht hat, woraufhin er das Fahrpedal unverändert hält, wie durch die durchgezogene Linie (a) gezeigt ist. In diesem Zustand wird entsprechend einem Schaltsteuerprogramm, das durch die Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs und den Fahrpedalwinkel oder den Drosselvorrichtungsoffnungsgrad bestimmt ist, ein Schaltsteuerbefehl (bei (b) in Fig. 12A) erzeugt. Das Automatikgetriebe besitzt ein Schaltsteuerprogramm, wie es beispielsweise in Fig. 12B gezeigt ist. Die Kurve, die bei 1 → 2 gezeigt ist, gibt die Position an, bei der ein Schaltsteuerbefehl für einen Schaltvorgang vom ersten in den zweiten Gang erzeugt wird. Ebenso sind die Hochschaltbefehlskurven für ein Hochschalten vom zweiten in den dritten Gang und vom dritten in den vierten Gang gezeigt. Die Herunterschaltbefehlskurven sind nicht gezeigt.

Wenn zu einem Zeitpunkt t_1 ein Schaltsteuerbefehlssignal (bei (b) in Fig. 12A) auftritt, das ein Schalten vom zweiten in den dritten Gang befiehlt, wird der ausrückseitige Öldruck (nicht gezeigt), der von der Ölpumpe auf die ausgerückte Kupplung ausgeübt wird, reduziert. Gleichzeitig wird der einrückseitige Öldruck (bei (f) in Fig. 12A), der auf die eingerückte Kupplung auszuüben ist, erhöht. Dieser einrückseitige Öldruck (f) wird durch ein Hydrauliksteuersystem in Übereinstimmung mit einem einrückseitigen Öldruckbefehl ((e) in Fig. 12A) erzeugt. Wenn der einrückseitige Öldruck (f) zum Zeitpunkt t_2 ausreichend weit erhöht worden ist, wird der Schaltvorgang begonnen. Das Zeitintervall vom Zeitpunkt t_2 zum Zeitpunkt t_3 ist die Soll-Schaltzeit, innerhalb derer der Schaltvorgang abgeschlossen werden soll.

Wenn in dem obenbeschriebenen herkömmlichen Beispiel wie durch die durchgezogenen Linien in Fig. 12A angegeben das Fahrpedal während des Schaltvorgangs in einem konstanten Winkel gehalten wird, wird der Schaltvorgang vom zweiten in den dritten Gang zum Sollzeitpunkt t_5 abgeschlossen und wird die Turbinenraddrehzahl N_t ((c) in Fig. 12A) auf einen niedrigen Wert reduziert. Falls jedoch das Fahrpedal weiter niedergedrückt wird, um zum Zeitpunkt t_3 während des Schaltvorgangs zu beschleunigen, übersteigt das Schaltintervall die Sollzeit und erstreckt sich bis zum Zeitpunkt t_6 , zu dem der Schaltvorgang endet, wie durch die unterbrochene Linie angegeben ist. Diese Verlängerung bewirkt einen Verschleiß oder einen Bruch der Kupplung und eine Reduzierung der Leistungsfähigkeit des Automatikgetriebes.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Vorrichtung und ein Verfahren zum Steuern des Kupplungsöldrucks in Automatikgetrieben zu schaffen, die die obenbeschriebenen Nachteile entsprechender herkömmlicher Techniken nicht besitzen.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß gelöst durch eine Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1, 12 oder 13 bzw. durch ein Verfahren nach Anspruch 14. Weiterbildungen der Erfindung sind in den abhängigen Ansprüchen angegeben.

Die Erfinder haben festgestellt, daß die oben erwähnte Verzögerung in dem Schaltvorgang der Ansprechverzögerung des Öldrucksystems zuschreibbar ist. Daher haben sie eine neue Steuertechnik für ein Automatikgetriebe entwickelt, das ermöglicht, den Schaltvorgang selbst dann verzögerungsfrei abzuschließen, wenn das Öldrucksystem eine Ansprechverzögerung aufweist.

Im Stand der Technik werden die Werte des eingriffseitigen Öldruckbefehls ((e) in Fig. 12A) anhand der Werte des erforderlichen Übertragungsdrehmoments der Kupplung, die durch die Werte des Ist-Turbinenraddrehmoments des Drehmomentwandlers (des Ausgangswellendrehmoments des Drehmomentwandlers) wie in Fig. 12A bei (d) gezeigt bestimmt sind, ermittelt. Falls das Fahrpedal um einen konstanten Betrag niedergedrückt gehalten wird, wird das erforderliche Übertragungsdrehmoment der Kupplung nicht geändert, weshalb der Ist-Öldruck bei dem Öldruckbefehlswert innerhalb der Sollzeit konvergiert, selbst wenn eine Verzögerung vorhanden ist (Zeitperiode von t_1 bis t_2), in der das Öldrucksystem auf den Öldruckbefehl antwortet, um den für den Befehl geeigneten Ist-Öldruck zu erzeugen.

Wenn jedoch das Motordrehmoment (Last) durch einen Beschleunigungsvorgang erhöht wird, nimmt das Turbinenraddrehmoment zu, weshalb der Öldruckbefehlswert entsprechend dem geforderten Übertragungsdrehmoment der Kupplung, das ansteigt, geändert wird. Es ist jedoch eine Verzögerung vorhanden, mit der das Ist-Motordrehmoment als Antwort auf den Beschleunigungsvorgang (Betätigung des Fahrpedals) geändert wird, ferner ist eine Ansprechverzögerung des Öldrucksystems vorhanden. Daher folgt der Ist-Öldruck nicht sofort einem neuen Öldruckbefehlswert, der anhand des erhöhten Turbinenraddrehmoments bestimmt worden ist. Wenn der Öldruck relativ zum erhöhten Turbinenraddrehmoment nicht ausreichend erhöht wird, wird das Übertragungsdrehmoment der Kupplung unzureichend, so daß ein unnötiger Kupplungsschlupf auftritt. Aus diesem Grund wird die Schaltzeit wie in Fig. 12A durch unterbrochene Linien gezeigt verlängert, wodurch die Kupplungen verschleifen.

Die Öldrucksteuervorrichtung für Automatikgetriebe gemäß der Erfindung steuert wenigstens eine Kupplung in dem mit einer Motorausgangswelle gekoppelten Automatikgetriebe, die mittels Öldruck eingerückt oder ausgerückt wird und dadurch einen Schaltvorgang ausführt. In diesem Fall wird das Ausgangsdrehmoment des Motors anhand eines Parameters, der die Last des Motors darstellt, und der Motordrehzahl berechnet. Weiterhin wird das Übertragungsdrehmoment, das für die Kupplung erforderlich ist, wenigstens aus dem berechneten Ausgangsdrehmoment des Motors und der Motordrehzahl berechnet. Dann wird in Übereinstimmung mit dem berechneten Übertragungsdrehmoment ein Befehlswert für den auf die Kupplung wirkenden Öldruck bestimmt.

In zweckmäßigen Ausführungen der Erfindung kann der Parameter, der eine Last des Motors darstellt, beispielsweise die Ansaugluftmenge der Brennkraftmaschine, der Drosselvorrichtungsöffnungsgrad, die Kraftstoffeinspritzimpulsbreite, die Basiskraftstoffeinspritzmenge oder eine Kombination hieraus sein. Diese Parameter können in kurzer Zeit nahezu verzögerungsfrei aus der Niederdrückung des Fahrpedals ermittelt werden. Selbst wenn daher der Beschleunigungsvorgang nach der Ausgabe eines Schaltsteuerbefehls erfolgt, wird der Öldruckbefehlswert für die Kupplung anhand des Fahrpedalwinkels oder des Fahrpedalniederdrückungsgrades sofort bestimmt, ohne daß auf den Anstieg des Turbinenraddrehmoments (Motordrehmoment) gewartet werden muß. Dadurch kann die Zeit, die zum Ändern des Ist-Arbeitsöldrucks erforderlich ist, reduziert werden, wodurch die Ansprechverzögerung des Öldrucksystems kompensiert wird.

Selbst wenn das Ist-Motordrehmoment während eines Schaltvorgangs plötzlich geändert wird, kann erfindungsgemäß der auf die Kupplungen wirkende Öldruck mit gutem Ansprechverhalten korrekt gesteuert werden, so daß das Schaltsteuerprogramm erfüllt wird, ferner kann ein durch einen unnötigen Kupplungsschlupf bedingter Verschleiß der Kupplungen verhindert werden.

Es ist im Hinblick auf die Reduzierung der Abmessungen und des Gewichts sowie die Verbesserung der Steuerleistung von Automatikgetrieben zunehmend wichtiger geworden, ein Getriebesteuersystem zu schaffen, das keine Einwegkupplungen enthält und in dem der Öldruck, der auf die Kupplungen wirkt, um diese auszurücken und einzurücken, direkt elektronisch gesteuert werden kann. In einem solchen System ist es unbedingt notwendig, den auf die Kupplungen wirkenden Öldruck präzise zu steuern, um Drehmomentschwankungen (Stöße) während des Schaltvorgangs zu unterdrücken. Daher ist es notwendig, daß selbst bei einer Alterung des Automatikgetriebes der die Kupplungen betätigende Öldruck verzögerungsfrei korrekt bestimmt werden kann und daß das Übertragungsdrehmoment der Kupplung in optimaler Anpassung an den Antriebszustand des Fahrzeugs gesteuert werden kann. Das Steuersystem für Automatikgetriebe gemäß der Erfindung kann die obigen Forderungen erfüllen.

Weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung werden deutlich beim Lesen der folgenden Beschreibung zweckmäßiger Ausführungen, die auf die beigelegte Zeichnung Bezug nimmt; es zeigen:

Fig. 1 einen Blockschatplan eines Steuersystems für Automatikgetriebe, das eine Öldrucksteuervorrichtung gemäß einer Ausführung der Erfindung enthält;

Fig. 2 einen genauen Blockschatplan der Öldrucksteuervorrichtung und der Motorsteuereinheit, nach Fig. 1;

Fig. 3 einen Zeitablaufplan der Signale in der Öldrucksteuervorrichtung nach Fig. 1 unter der Bedingung, daß ein Schaltvorgang vom zweiten in den dritten Gang erfolgt;

Fig. 4 einen Zeitablaufplan von Signalen in der Öldrucksteuervorrichtung nach Fig. 1 unter der Bedingung, daß eine Drehmomentkorrektur ausgeführt wird und daß ein Schaltvorgang vom zweiten in den dritten Gang erfolgt;

Fig. 5 einen Graphen, der das Motordrehmoment in Abhängigkeit von den Parametern der Motordrehzahl und der Luftansaugmenge angibt;

Fig. 6 einen Graphen, der die Drehmomentwandlercharakteristik angibt;

Fig. 7 einen Graphen, der die Beziehung zwischen dem Übertragungsdrehmoment der Kupplung und dem Öldrucksteuervert angibt;

Fig. 8 einen Zeitablaufplan von Signalen in der Getriebebeschaltsteuerung unter der Bedingung, daß sich der Reibkoeffizient der Kupplung aufgrund einer Alterung ändert;

Fig. 9 einen Graphen, der den Reibkoeffizienten einer Kupplung angibt;

Fig. 10 einen Zeitablaufplan von Signalen in der Öldrucksteuervorrichtung bei einem Herunterschalten;

Fig. 11 einen Blockschatplan zur Erläuterung eines Prozesses zum Korrigieren des Drehmomentwerts in der Öldrucksteuervorrichtung gemäß der Ausführung der Erfindung;

Fig. 12A den bereits erwähnten Zeitablaufplan von Signalen in der Öldrucksteuervorrichtung für eine Kupplung eines Automatikgetriebes des Standes der Technik;

Fig. 12B den bereits erwähnten Graphen, der ein Beispiel eines Schaltsteuerprogramms in einem Automatikgetriebe angibt; und

Fig. 13 einen Blockschatplan eines Steuersystems für ein Automatikgetriebe ohne Drehmomentwandler gemäß einer Ausführung der Erfindung.

Nun wird mit Bezug auf die Fig. 1 bis 11 eine zweckmäßige Ausführung der Erfindung erläutert.

In Fig. 1 ist diese Ausführung der Erfindung in einer Übersicht gezeigt. Fig. 2 ist ein genauer Blockschatplan des Steuersystems gemäß dieser Ausführung der Erfindung. Wie in Fig. 1 gezeigt ist, enthält die Ausführung einen Vierzylindermotor 1. Der Motor 1 besitzt eine Zündvorrichtung 2, die ihrerseits vier Zündkerzen 3 besitzt, jeweils eine pro Zy-

linder des Motors 1. Ein Ansaugkrümmer 4 zum Ansaugen von Luft in den Motor 1 enthält eine elektronisch gesteuerte Drosselvorrichtung 5 zum Einstellen der durch den Krümmer sich bewegenden Luftansaugmenge, eine Kraftstoffeinspritzvorrichtung 6 zum Einspritzen von Kraftstoff sowie einen Luftmengenmesser (Motorlast-Erfassungseinrichtung) 7. Die Kraftstoffeinspritzvorrichtung besitzt vier Kraftstoffeinspritzventile 8, jeweils eines pro Zylinder des Motors 1. Darüber hinaus kann Kraftstoff von den Einspritzventilen 8 auch direkt in den Zylinder des Motors 1 eingespritzt werden. Die elektronisch gesteuerte Drosselvorrichtung 5 steuert die Luftansaugmenge durch Antreiben einer Drosselklappe 10 mittels eines Aktuators 9. Im allgemeinen sind die Drosselklappe 10 und ein Fahrpedal 60 durch ein mechanisches Seil oder mechanische Verbindungen (nicht gezeigt) verbunden, so daß bei einem Niederdrücken des Fahrpedals die Klappe 10 betätigt wird.

An einer Kurbelwelle 11 des Motors 1 ist ein Schwungrad 12 angebracht. Am Schwungrad 12 ist ein Motordrehzahlsensor 13 angebracht, der die Drehzahl der Kurbelwelle 11 oder die Motordrehzahl N_e des Motors erfaßt. Ein Drehmomentwandler 14, der direkt mit diesem Schwungrad 12 verbunden ist, enthält ein Pumpenrad 15, ein Turbinenrad 16 und einen Stator 17. Die Ausgangswelle des Turbinenrades 16, d. h. die Eingangswelle 18 des Getriebes, ist direkt mit einem Stufengetriebe 19 verbunden. Hierbei ist das sogenannte Kupplung/Kupplung-Getriebe 19 als Beispiel angegeben, wobei dieses Getriebe 19 einen Schaltvorgang durch Einrücken und Ausrücken zweier Kupplungen 22, 23 ausführt. An der Eingangswelle 18 des Getriebes sind eine Eingangswellendrehzahl-Erfassungseinheit 20 zum Messen der Drehzahl N_t (Turbinenraddrehzahl) der Eingangswelle des Getriebes sowie ein Eingangswellen-Drehmomentsensor 33 zum Messen des Eingangswellendrehmoments (Turbinenraddrehmoment) des Getriebes T_t angebracht. Das Getriebe 19 ist aus einem Planetengetriebe 21 und Kupplungen 22, 23 aufgebaut. Wenn die Kupplungen 22, 23 einrücken oder ausrücken, wird das Übersetzungsverhältnis des Getriebes 21 geändert, wodurch ein Schaltvorgang ausgeführt wird. Diese Kupplungen 22, 23 werden durch Schiebeventile 26, 27 und lineare Solenoide 28, 29 (Druckregler) gesteuert. Weiterhin ist das Getriebe 19 mit einer Ausgangswelle 24 verbunden, an der ein Ausgangswellen-Drehzahlsensor 25 angebracht ist, der die Drehzahl der Ausgangswelle 24 oder die sogenannte Fahrgeschwindigkeit 25 erfaßt. Diese Komponenten bilden ein Automatikgetriebe 30. Der Motor 1 und der Aktuator zum Ansteuern des Automatikgetriebes 30 werden durch eine Steuereinrichtung 31 gesteuert. An die Steuereinrichtung 31 werden der Drosselklappenöffnungswinkel θ , die Eingangswellendrehzahl N_t , die Motordrehzahl N_e , die Ausgangswellendrehzahl N_o , die Öltemperatur T_{oil} , der Fahrpedalwinkel α , das Beschleunigungssensorsignal G , die Ansaugluftmenge Q_a , das Eingangswellendrehmoment T_o usw. geliefert, um den Motor 1 und das Automatikgetriebe 30 zu steuern. Eine Motordrehmoment-Steuereinheit 32 in der Steuereinrichtung 31 erzeugt Steuersignale für die elektronisch gesteuerte Drosselvorrichtung 5, die Kraftstoffeinspritzvorrichtung 6 und die Zündeinheit 2.

Die Steuereinrichtung 31 enthält eine Mikroprozessor-Zentraleinheit (MPU), eine Speichereinrichtung, einen A/D-Umsetzer, einen D/A-Umsetzer und eine Schnittstelleneinheit, die Signale von außen empfängt und Signale nach außen ausgibt. Der Speicher enthält einen Halbleiterspeicher oder ein Aufzeichnungsmedium eines anderen Typs und weist einen Bereich zum Speichern von Steuerprogrammen für den Motor und das Automatikgetriebe sowie einen Bereich für Daten, die sich aus arithmetischen Verarbeitungen ergeben, auf. Die Motordrehmoment-Steuereinheit 32 und die Öldruck-Berechnungseinheit 35 können entweder getrennte MPUs oder eine gemeinsame MPU verwenden.

Die in den Fig. 1 und 2 gezeigten Steuerblöcke werden mit Bezug auf die Fig. 3 bis 7 erläutert. Fig. 2 ist ein genauer Blockschaltplan von Abschnitten der Öldrucksteuerung und der Motorsteuerung in dem in Fig. 1 gezeigten Steuersystem. Fig. 3 zeigt das Steuerprogramm zum Schalten vom zweiten in den dritten Gang in der Steuervorrichtung gemäß der Ausführung der Erfindung. Fig. 4 zeigt das Steuerprogramm zum Schalten vom zweiten in den dritten Gang unter einem weiteren Aspekt. Fig. 5 zeigt ein Beispiel der Motordrehmoment-Kennlinie. Fig. 6 zeigt die Drehmomentwandlercharakteristik, die in Form eines Datenkennfeldes in einem Speicher gespeichert ist. Fig. 7 zeigt die Beziehung zwischen dem Übertragungsdrehmoment und dem Kupplungsöldruck-Steuerwert. Nun wird ein Verfahren zum Steuern des Arbeitsöldrucks der eingerückten Kupplung beim Hochschalten beschrieben. Zunächst werden die Eingangswellendrehzahl N_t und die Ausgangswellendrehzahl N_o in eine Drehzahlverhältnis-Berechnungseinheit 34 in der Steuereinrichtung 31 eingegeben. Das Drehzahlverhältnis gr des Getriebes 19 (das sogenannte Übersetzungsverhältnis) wird in der Einheit 34 berechnet. Weiterhin werden die Eingangswellendrehzahl N_t und die Motordrehzahl N_e an eine Pumpenkapazitätskoeffizient-Berechnungseinrichtung 35 bzw. an eine Drehmomentverhältnis-Berechnungseinheit 36 geliefert. Die Pumpenkapazitätskoeffizient-Berechnungseinrichtung 35 berechnet einen Pumpenkapazitätskoeffizienten C (Fig. 6) aus dem Drehzahlverhältnis (N_t/N_e) zwischen der Eingangswellendrehzahl N_t und der Motordrehzahl N_e . In ähnlicher Weise berechnet die Drehmomentverhältnis-Berechnungseinrichtung 36 ein Drehmomentverhältnis Tr (Fig. 6) aus dem Drehzahlverhältnis (N_t/N_e). Die Ansaugluftmenge Q_a , die vom Luftmengenmesser (Motorlast-Erfassungseinrichtung) 7 erfaßt wird, die Motordrehzahl N_e und das Drehmomentverhältnis tr werden an eine Turbinenraddrehmoment-Berechnungseinheit 37 geliefert. Diese Einheit berechnet das Turbinenraddrehmoment T_t aus dem Motordrehmoment T_e und dem Drehmomentverhältnis tr , die aus der in Fig. 5 gezeigten Motordrehmomentkennlinie bestimmt werden. Die Motordrehmomentkennlinie von Fig. 5 wird im voraus als Datenkennfeld in einem Speicher gespeichert. Das Turbinenraddrehmoment T_t und die Turbinenraddrehzahl N_t werden an eine Übertragungsdrehmoment-Berechnungseinheit 38 geliefert, in der das Übertragungsdrehmoment T_c aus der folgenden Gleichung (1) berechnet wird:

$$I_t \cdot \frac{dN}{dt} + C_d \cdot N_t = T_t - T_c \quad (1)$$

$$T_c = \mu \cdot R \cdot N \cdot (A \cdot P_t - F) \quad (2)$$

wobei:

I_t : Trägheitsmoment des Motors und des Drehmomentwandlers

Od: Viskositätswiderstandskoeffizient
 Tc: Übertragungs-drehmoment
 μ : Reibkoeffizient der Kupplung
 R: effektiver Kupplungsradius
 N: Anzahl der Kupplungsscheiben
 A: Druckaufnahme-fläche des Kupplungskolbens
 F: Gegenkraft der Kupplung
 Pt: Öldruckbefehlswert.

Weiterhin wird das Übertragungs-drehmoment Tc an eine Öldruckbefehlswert-Berechnungseinheit 39 geliefert, in der ein Öldruckbefehlswert Pt für die Kupplung aus der obigen Gleichung (2) berechnet wird. Die Gleichung (2) kann wie in Fig. 7 gezeigt veranschaulicht werden. Der Öldruckbefehlswert Pt, der die Anfangsperiode des Schaltvorgangs (Drehmomentphasen/Trägheitsphasen-Beginn) enthält, kann durch eine Funktion f der Abszisse Tt, Nt ausgedrückt werden. Mit anderen Worten, die Getriebecharakteristik (It, Od usw.) der beiden Gleichungen wird im voraus experimentell erfaßt, wobei die sich ergebenden Werte in einem Speicher gespeichert werden. Die charakteristischen Werte werden aus dem Speicher ausgelesen, woraufhin Tc aus Gleichung (2) berechnet wird, so daß Pt ermittelt werden kann. Andere Signale als die Luftansaugmenge Qa, die für die erfindungsgemäße Vorrichtung als ein die Motorlast darstellender Parameter verwendet werden können, umfassen das Drosselklappenöffnungs-winkelsignal, das Kraftstoffeinspritzimpuls-breitensignal, dies Basiseinspritzmenge oder eine Kombination aus diesen Parametern.

Nun wird mit Bezug auf Fig. 3 ein Beispiel der obigen Operation beschrieben. In Fig. 3 geben die durchgezogenen Linien Schaltsteuerprogramme für den Fall an, in dem das Fahrpedal unter einem konstanten Winkel niedergedrückt gehalten wird, während die unterbrochenen Linien jene für den Fall sind, in dem das Fahrpedal während des Schaltvorgangs weiter niedergedrückt wird oder das Motordrehmoment erhöht wird. Der Wert jedes Parameters auf der Ordinate neigt zu einem Anstieg. Wenn der Schaltvorgang ausgeführt wird, wird ein Schaltbefehlssignal erzeugt, ferner wird der ausrück-seitige Öldruck (nicht gezeigt) auf die ausgerückte Kupplung erniedrigt. Gleichzeitig wird der einrückseitige Öldruck auf die eingerückte Kupplung erhöht. Dieser einrückseitige Öldruck wird durch einen einrückseitigen Öldruckbefehlswert gesteuert. Gemäß dieser Ausföhrung der Erfindung wird der einrückseitige Öldruckbefehlswert in Übereinstimmung mit dem Wert des Übertragungs-drehmoments Tc, der durch die Ansaugluftmenge Qa bestimmt wird, gesetzt.

Weiterhin wird das Motordrehmoment vorübergehend reduziert und wird die Schaltzeit auf einen Wert gesetzt, der kleiner als eine vorgegebene Periode ist, damit eine plötzliche Änderung des Drehmoments an den Kupplungen vermieden wird und somit die Kupplungen vor einer Beschädigung geschützt werden. Tatsächlich kann der Beginn des Schaltvorgangs durch Erfassen der Tatsache erkannt werden, daß sich der Wert des Drehzahlverhältnisses gr geändert hat. Nach dem Beginn des Schaltvorgangs wird das Motordrehmoment in der Weise gesteuert, daß es während der Periode vom schwarzen Punkt a zum schwarzen Punkt b abnimmt. Somit zeigt das Ausgangswellendrehmoment des Getriebes während des Schaltvorgangs eine gleichmäßige Charakteristik. Hierbei wird die Reduzierung des Motordrehmoments durch Verzögern des Zündzeitpunkts gegenüber dem Referenzzündzeitpunkt erreicht. Die Reduzierung des Motordrehmoments kann auch durch andere Mittel wie etwa eine Kraftstoffunterbrechung, eine Luft-/Kraftstoffverhältnissteuerung oder eine Luftmengensteuerung erzielt werden. In Fig. 2 kann die vorübergehende Absenkung des Motordrehmoments durch die Zündzeitpunktsteuerung beispielsweise gemäß dem Verfahren ausgeführt werden, das aus dem Patent US 5.573.476 bekannt ist. Es können jedoch Fehlzündungen entstehen, wenn die Zündzeitpunkt-Nacheilungssteuerung in einem Magerverbrennungsmotor einschließlich eines sogenannten Direkteinspritzungsmotors, der in einem Bereich mit hohem Luft-/Kraftstoffverhältnis betrieben wird, ausgeführt wird, so daß die Drehmomentabsenkungssteuerung nur schwer ausgeführt werden kann. Daher wird statt dessen eine Kraftstoffströmungssteuerung (Luft-/Kraftstoffverhältnissteuerung) oder eine Luftmengensteuerung ausgeführt.

Der Fall, in dem der Beschleunigungsvorgang wie durch die unterbrochenen Linien gezeigt ausgeführt wird, wird nun beschrieben. Wenn das Fahrpedal zum Zeitpunkt des schwarzen Punkts c während des Schaltvorgangs niedergedrückt wird, muß der einrückseitige Öldruck erhöht werden, wodurch das Übertragungs-drehmoment der Kupplung erhöht wird, wenn das Motordrehmoment ansteigt. Wenn jedoch in das lineare Solenoid 28, 29 ein einrückseitiger Befehlswert eingegeben wird, erreicht der einrückseitige Öldruck auf die Kupplung den gleichen Wert wie mit dem Befehl mit Verzögerung. Wenn daher der Öldruckbefehlswert durch das Drehmoment bestimmt wird, das anhand der Drehmomentwandlercharakteristik und des Ist-Drehzahlverhältnisses des Drehmomentwandlers oder des Drehmoments von einem Drehmomentsensor wie im Stand der Technik ermittelt wird, ist zwischen der Zunahme des Motordrehmoments und dem einrückseitigen Ist-Öldruck eine Verzögerung vorhanden, so daß in der Kupplung ein Schlupf auftritt.

Daher wird gemäß der Erfindung, in der der einrückseitige Öldruckbefehlswert unter Verwendung des Übertragungs-drehmoments bestimmt wird, das anhand des der Motorlast entsprechenden Steuerparameters Q ermittelt wird, der einrückseitige Öldruckbefehlswert (l) im wesentlichen synchron mit der Betätigung (f) des Fahrpedals geändert (schwarzer Punkt c). Folglich kann der einrückseitige Öldruck (m), der tatsächlich auf die Kupplung ausgeübt wird, schneller als die Änderung (schwarzer Punkt d) des Motordrehmoments erhöht werden. Daher endet der Schaltvorgang ungefähr bei dem schraffierten Punkt e, so daß das Ausgangswellendrehmoment (o) des Getriebes durch das Fahrpedal nach Belieben des Fahrers zufriedenstellend geändert werden kann. Gleichzeitig endet die Zündzeitpunktverzögerung (n) zum Zeitpunkt des Punkts b.

Wie oben beschrieben worden ist, kann in der Setzung des Öldruckbefehlswerts unter Verwendung des der Motorlast entsprechenden Steuerparameters die Öldrucksteuerung mit geeignetem Zeitverlauf erfolgen. Nun wird eine weitere Ausführung für eine weitere Verbesserung der geschätzten Genauigkeit des Turbinenraddrehmoments Tt beschrieben. Die Motorcharakteristik zur Bestimmung der Motorlast, mit der das Turbinenraddrehmoment wie in Fig. 5 gezeigt geschätzt wird, enthält keine Hilfslasten wie etwa einen Kompressor einer Klimaanlage oder eine Lichtmaschine. Da ferner der Motor selbst altert, ist das geschätzte Turbinenraddrehmoment Tt beispielsweise nach einer zweijährigen Nutzung von derjenigen nach einer fünfjährigen Nutzung verschieden. Daher ist es notwendig, den geschätzten Drehmomentwert

durch die Drehmomenterfassungseinrichtung unter Berücksichtigung der Hilfslasten und einer Alterung zu korrigieren. Die Turbinenraddrehmoment-Korrektureinheit 40 ist daher wie in den Fig. 1 und 2 gezeigt vorgesehen. Das Drehmomentverhältnis tr , das die Drehmomentverhältnis-Berechnungseinheit 36 erzeugt, und der Pumpenkapazitätskoeffizient C , den die Pumpenkapazitätskoeffizienten-Berechnungseinheit 35 erzeugt, werden in eine zweite Turbinenraddrehmoment-Berechnungseinheit 41 eingegeben, in der ein zweites Turbinenraddrehmoment $Tt2$ gemäß der folgenden Gleichung (3) berechnet wird:

$$Tt2 = tr \frac{Nt}{Ne} \cdot \left\{ c \frac{Nt}{Ne} \cdot Ne \cdot Ne - k1 \cdot \frac{dNt}{dt} \right\} \quad (3)$$

wobei

T_t : Drehmomentverhältnis des Drehmomentwandlers (Funktion von Nt/Ne)

c : Pumpenkapazitätskoeffizient des Drehmomentwandlers (Funktion von Nt/Ne)

$k1$: Korrekturkonstante.

Das zweite Turbinenraddrehmoment $Tt2$, das anhand der Drehmomentwandlercharakteristik ermittelt wird, enthält die Wirkung der Hilfslasten, während die Änderung des geschätzten Werts aufgrund der Alterung gering ist. Daher ist es günstig, das geschätzte Turbinenraddrehmoment durch die Motorlast zu korrigieren. Für die Korrektur werden das Turbinenraddrehmoment und das zweite Turbinenraddrehmoment in die Korrektureinheit 40 eingegeben, wobei die Differenz zwischen beiden Drehmomenten an die Turbinenraddrehmoment-Berechnungseinheit 37 geliefert wird und zu dem anhand der Motorlast ermittelten Turbinenraddrehmoment addiert wird. Diese Korrektur wird, wie in Fig. 4 (schwarze Punkte q, p) gezeigt ist, jedesmal ausgeführt, wenn von einem Schaltbefehlssignalgenerator 42 ein Auslösesignal geliefert wird, so daß jeweils die neueste Drehmomentkorrektur ausgeführt wird. Obwohl die Drehmomentkorrektur zu irgendeinem Zeitpunkt während der Periode zwischen der Erzeugung des Schaltbefehlssignals und dem Beginn des wirklichen Schaltvorgangs ausgeführt wird, kann die Drehmomentkorrekturgenauigkeit um so weiter verbessert werden, je näher am Beginn des tatsächlichen Schaltvorgangs die Korrektur erfolgt.

Die oben erwähnte Drehmomentkorrektur ist für ein Fahrzeug mit Automatikgetriebe vorgesehen, in dem ein Drehmomentwandler installiert ist. Die Drehmomentkorrektur kann in dem Fahrbereich ausgeführt werden, in dem der Drehmomentwandler nicht aktiv ist (Wandlerüberbrückungsbereich), alternativ kann das Fahrzeug mit Automatikgetriebe keinen Drehmomentwandler besitzen. Wie beispielsweise aus dem Patent US 4.627.312 bekannt ist, besitzt das Automatikgetriebe, in dem ein manueller Getriebemechanismus des Typs mit synchronem Zweiweleneingriff einen automatischen Schaltvorgang ausführt, keinen Drehmomentwandler. In diesem Fahrzeugtyp muß das Eingangswelendrehmoment des Getriebes unter Verwendung des Drehmomentsignals To , das von dem an der Eingangswelle des Getriebemechanismus installierten Drehmomentsensor 33 erzeugt wird, korrigiert werden. Der vom Drehmomentsensor erhaltene Drehmomentwert besitzt eine höhere Genauigkeit als der aus der Drehmomentwandlercharakteristik geschätzte Drehmomentwert. Darüber hinaus muß das Turbinenraddrehmoment Tr , das für die Berechnung des einrückseitigen Öldruckbefehlswerts Pt verwendet wird, als Motordrehmoment Tc behandelt werden. Um daher das Übertragungsdrehmoment zu berechnen, müssen das Motordrehmoment Te und die Motordrehzahl Ne verwendet werden.

Fig. 13 ist ein Blockschaltplan eines Steuersystems für ein Automatikgetriebe ohne Drehmomentwandler. In diesem System ist anstelle eines Drehmomentwandlers zwischen der Motorausgangswelle 11 und der Eingangswelle 18 des Getriebes 19 eine Kupplung 101 installiert. Die Kupplung 101 kann eine elektromagnetische Kupplung oder eine Mehrscheibenkupplung sein und wird durch ein elektromagnetisches Solenoid oder durch einen (nicht gezeigten) Aktuator eines anderen Typs angetrieben. Das Getriebe 19 ist grundsätzlich gleich jenem nach Fig. 1 und besitzt hydraulisch gesteuerte Kupplungen 22 und 23. Der Öldruckbefehlswert Pt für die eingerückte Kupplung wird grundsätzlich in der gleichen Weise wie in dem System von Fig. 1 berechnet. In dieser Ausführung wird jedoch das Motordrehmoment Te anstelle des Turbinenraddrehmoments Tt für die Berechnung des Öldruckbefehlswerts Pt verwendet. Die Motordrehmoment-Berechnungseinheit 104 bestimmt den Motordrehmomentwert Te anhand der Ansaugluftmenge Qa unter Bezugnahme auf das in Fig. 5 gezeigte Kennfeld. Das Motordrehmoment Te , das aus der Ansaugluftmenge Qa erhalten wird, berücksichtigt die Hilfslasten wie etwa einen Kompressor einer Klimaanlage, eine Lichtmaschine und dergleichen nicht. Um die Wirkungen der Hilfslasten sowie die Alterung des Motors (die eine Änderung der Charakteristik von Fig. 5 bewirkt) zu kompensieren, korrigiert die Motordrehmomentkorrektureinheit 103 das Motordrehmoment Te , das aus der Luftansaugmenge Qa erhalten wird, anhand des Ist-Motordrehmoments (des zweiten Motordrehmomentwerts) Te' , das vom Drehmomentsensor 33 erfaßt wird. Die zweite Motordrehmoment-Berechnungseinheit 102 bestimmt das Ist-Motordrehmoment als zweites Motordrehmoment Te' anhand des Ausgangssignals des Drehmomentsensors 33.

Die Korrektur des Turbinenraddrehmoments wird nun mit Bezug auf Fig. 4 beschrieben. In Fig. 4 geben die durchgezogenen Linien das Schaltsteuerprogramm für den Fall an, in dem das Fahrpedal mit einem konstantem Winkel niedergedrückt gehalten wird, während die unterbrochenen Linien das Schaltsteuerprogramm für den Fall angeben, in dem das Fahrpedal während des Schaltvorgangs niedergedrückt wird. Wenn das Fahrpedal während des Schaltvorgangs niedergedrückt wird, wird das Turbinenraddrehmoment Tt (g), das anhand der Motorlast ermittelt wurde, im wesentlichen synchron mit der Änderung (f) des Fahrpedals geändert. Somit werden das Übertragungsdrehmoment Tc (i), das anhand des Turbinenraddrehmoments Tt (g) ermittelt wurde, und die Turbinenraddrehzahl Nt (h) gleichzeitig geändert. Der einrückseitige Öldruckbefehlswert Pt (l) wird ebenfalls in Übereinstimmung mit dem Übertragungsdrehmoment Tc (i) geändert (schwarzer Punkt c). Da ferner der einrückseitige Öldruckbefehlswert Pt anhand des Übertragungsdrehmoments Tc (i) bestimmt wird, wird er auch entsprechend der Änderung (h) der Turbinenraddrehzahl Nt geändert. Da andererseits das zweite Turbinenraddrehmoment $Tt2$ (j), das im wesentlichen mit dem Ist-Turbinenraddrehmoment Tt übereinstimmt, aus dem Drehzahlverhältnis (Nt/Ne) (k) berechnet wird, beginnt es sich schließlich zum Zeitpunkt des schwarzen Punkts d zu ändern, wenn das Fahrpedal niedergedrückt wird. Somit erfolgt die Änderung des einrückseitigen Ist-Öldrucks Pt auf

die Kupplung schneller als jene des zweiten Turbinenraddrehmoments T_{t2} , weshalb der Schaltvorgang ohne Erhöhung des Kupplungsschlupfs abgeschlossen werden kann. Aus den obigen Ergebnissen geht hervor, daß die Erfindung einen zufriedenstellenden Betrieb gewährleistet, wenn der einrückseitige Öldruckbefehlswert schneller als das Drehzahlverhältnis geändert wird, das die Basis für die Berechnung des zweiten Turbinenraddrehmoments T_{t2} bildet. Der Öldruckbefehlswert ist entweder ein PWM-Signal (Impulsbreitenmodulationssignal), ein Spannungssignal oder der Strom vom Solenoid. 5

Nun wird mit Bezug auf Fig. 8 und 9 eine Ausführung eines Schaltsteuerverfahrens für den Fall beschrieben, in dem sich der Kupplungsreibungskoeffizient aufgrund einer Alterung ändert. Fig. 9 ist ein Graph, der die Reibkoeffizientenkennlinie einer Kupplung zeigt. Wie in Fig. 9 gezeigt ist, hat die Tatsache, daß die Differenz zwischen der Eingangsrehzahl und der Ausgangsrehzahl der Kupplung null ist, die Bedeutung, daß die Kupplung vollständig eingerückt ist. Falls die Kupplung vollständig ausgerückt ist, ist die Drehzahldifferenz maximal. Was die eingerückte Kupplung zum Zeitpunkt des Hochschaltens betrifft, beginnt sich die Drehzahldifferenz ausgehend vom Maximum zu ändern und bei ansteigendem Öldruck abzunehmen. Die unterbrochene Linie gibt den Reibkoeffizienten einer neuen Kupplung an, während die durchgezogene Linie den Reibkoeffizienten nach einer altersbedingten Änderung angibt. Das Ausgangswellendrehmoment des Getriebes während des Schaltens wird entsprechend der Änderung des Reibkoeffizienten der Kupplung geändert. Wenn daher die Drehzahldifferenz der Kupplung groß ist, d. h. zum Anfangszeitpunkt (schwarzer Punkt a) des Schaltens wie in Fig. 8 gezeigt, muß der einrückseitige Öldruckbefehlswert entsprechend einer Änderung des Reibkoeffizienten μ wie in Fig. 7 gezeigt geändert werden. Dadurch kann ein gleichmäßiges Ausgangswellendrehmoment des Getriebes erhalten werden, ferner kann ein gutes Schaltsteuerprogramm erzielt werden. Der Grund hierfür besteht darin, daß das Übertragungsdrehmoment, das aus den Gleichungen (1) und (2) abgeleitet wird, als Grundlage für die Bestimmung des Öldruckbefehlswerts verwendet wird. 10 15 20

Die obige Beschreibung ist für den Fall gegeben worden, in dem ein Hochschalten unter der Bedingung ausgeführt wird, daß das Fahrpedal mit einem konstanten Winkel niedergedrückt gehalten wird. Es gibt jedoch auch den Fall, in dem ein Herunterschalten bei sich änderndem Niederdrückungswinkel des Fahrpedals ausgeführt wird. Die Öldrucksteuerlogik in Verbindung mit dem Herunterschalten wird im folgenden beschrieben. 25

Fig. 10 zeigt das Schaltsteuerprogramm zum Zeitpunkt eines Herunterschaltens, während Fig. 11 Einzelheiten des Verfahrens des Turbinenraddrehmoment-Korrektur zeigt.

Wie in Fig. 10 gezeigt ist, wird das Herunterschalten (oder ein Kickdown) im allgemeinen ausgeführt, wenn das Fahrpedal stark niedergedrückt wird. Zunächst wird entsprechend dem Fahrpedalwinkel α ein Schaltbefehlssignal erzeugt, wodurch die Motordrehzahl N_e erhöht wird. Gleichzeitig beginnt sich das Drehmomentwandler-Drehzahlverhältnis zu ändern. Die Turbinenraddrehzahl ändert sich jedoch in der Trägheitsphase oder zum Startzeitpunkt des Schaltvorgangs. Daher wird der an die Kupplung zum Zeitpunkt des Herunterschaltens anzulegende Öldruck anhand des Turbinenraddrehmoments T_t gesetzt, das seinerseits anhand der Motorlast bestimmt wird. Weiterhin wird das Turbinenraddrehmoment T_t durch das zweite Turbinenraddrehmoment (Ist-Turbinenraddrehmoment) korrigiert. Der Zeitpunkt der Änderung des Turbinenraddrehmoments T_t ist jedoch von jenem der Änderung des zweiten Turbinenraddrehmoments T_{t2} stark verschieden. Der Grund hierfür besteht darin, daß das zweite Turbinenraddrehmoment anhand der Drehzahl berechnet wird, die eine Ansprechverzögerung aufweist, während das Turbinenraddrehmoment T_t anhand der Motorlast berechnet wird. Wenn daher die Drehmomentkorrektur (Vergleich zwischen p' und q') zum Zeitpunkt der Erzeugung des Schaltbefehlssignals ausgeführt wird, tritt ein großer Korrekturfehler auf, der verhindert, daß die Drehmomentkorrektur mit hoher Genauigkeit erfolgt. Daher muß eine Korrekturausführungsentscheidungseinheit 51 vorgesehen werden, wie in Fig. 11 gezeigt ist. Mit anderen Worten, die Änderungsrate des Fahrpedalwinkels α , d. h. $d\alpha/dt$, die angibt, ob sich die Motorlast geändert hat, wird durch eine Niederdrückungswinkeländerungsrate-Berechnungseinheit 50 berechnet und an die Entscheidungseinheit 51 geliefert. Die Entscheidungseinheit 51 entscheidet, ob die Niederdrückungsänderungsrate $d\alpha/dt$ größer als eine Entscheidungskonstante k_2 (ein Referenzwert, der für die Entscheidung verwendet wird, ob sich der Niederdrückungswinkel geändert hat) ist. Falls entschieden wird, daß sich der Niederdrückungswinkel geändert hat, wird "nein: 0" erzeugt. Falls entschieden wird, daß sich der Niederdrückungswinkel nicht geändert hat, wird "ja: 1" erzeugt. Das Entscheidungsergebnis wird an die Turbinenraddrehmoment-Korrekturereinheit 40 geliefert. Wenn "ja: 1" geliefert wird, wird die Differenz zwischen dem Turbinenraddrehmoment T_t und dem zweiten Turbinenraddrehmoment T_{t2} durch die Abweichung des Turbinenraddrehmoments ΔT_e ersetzt. Wenn "nein: 0" geliefert wird, wird ΔT_e durch 0 oder durch einen Korrekturwert $(T_t - T_{t2})_{n-1}$ ersetzt, der zum Zeitpunkt des Hochschaltens erhalten wird, wenn sich die Stellung des Fahrpedals nicht ändert. Die Differenz zwischen T_t und T_{t2} , d. h. $(T_t - T_{t2})_{n-1}$, ist die momentane Differenz, während $(T_t - T_{t2})_{n-1}$ die vorhergehende Differenz ist. Das Übertragungsdrehmoment T_e wird in der gleichen Weise wie in der in den Fig. 1 und 2 gezeigten Ausführung berechnet. Wenn die obige Steuerlogik verwendet wird, wird die Drehmomentkorrektur zum Zeitpunkt des Hochschaltens ausgeführt, wenn sich die Stellung des Fahrpedals nicht ändert, die Drehmomentkorrektur wird jedoch zum Zeitpunkt des Herunterschaltens bei einer Änderung der Fahrpedalstellung oder des "pedallosen Hochschaltens" gesperrt. Das pedallose Hochschalten erfolgt etwa bei einer Fahrt auf einer abschüssigen Fahrbahn, wenn der Fahrer seinen Fuß vom Fahrpedal nimmt. Da zum Zeitpunkt des Herunterschaltens die Korrekturereinheit den Korrekturwert $(T_t - T_{t2})_{n-1}$ für das Hochschalten bei unveränderter Fahrpedalstellung verwendet, kann eine zufriedenstellende Öldrucksetzung erfolgen. 30 35 40 45 50 55

Daher kann ein Auftreten eines Drehmomentkorrekturfehlers verhindert werden, wenn die Stellung des Fahrpedals geändert wird, weshalb die Öldrucksteuerung mit hoher Genauigkeit ausgeführt werden kann. 60

In der Erfindung können im Getriebe 19 die ebenen Zweiwellengetriebe oder die Planetengetriebe verwendet werden. Das Automatikgetriebe-Steuersystem der Erfindung kann auch auf irgendwelche anderen Fahrzeugtypen wie etwa auf Fahrzeuge mit einer Brennkraftmaschine mit Einlaßspritzung angewendet werden. 65

Patentansprüche

1. Steuervorrichtung für Automatikgetriebe zum Steuern mittels Öldruck wenigstens einer Kupplung (22, 23) eines

mit einer Motorausgangswelle verbundenen Automatikgetriebes (30), die eingerückt oder ausgerückt wird, um einen Schaltvorgang auszuführen, gekennzeichnet durch

eine Motordrehmoment-Berechnungseinrichtung (37) zum Berechnen des Ausgangsdrehmoments (T_e) des Motors (1) anhand eines Parameters (Q_a), der die Last des Motors (1) darstellt, und anhand der Motordrehzahl (N_e),
 5 eine Übertragungsdrehmoment-Berechnungseinrichtung (38) zum Berechnen eines für die Kupplung erforderlichen Übertragungsdrehmoments (T_c) aus Parametern, die wenigstens mit dem berechneten Motorausgangsdrehmoment (T_e) und der Motordrehzahl (N_e) in Beziehung stehen, und
 eine Befehlswert-Berechnungseinrichtung (39) zum Bestimmen eines Befehlswerts (P_t) für einen auf die Kupplung (22, 23) wirkenden Öldruck anhand des berechneten Übertragungsdrehmoments (T_c)

2. Steuervorrichtung nach Anspruch 1, wobei das Automatikgetriebe (30) einen Drehmomentwandler (14) enthält, dadurch gekennzeichnet, daß die Öldruckbefehlswert-Berechnungseinrichtung (39) dann, wenn die Änderung des Motorausgangsdrehmoments (T_e) angegeben wird, den Öldruckbefehlswert (P_t) schneller bestimmt als sich das Verhältnis zwischen der Eingangswellendrehzahl (N_e) und der Ausgangswellendrehzahl (N_t) des Drehmomentwandlers (14) ändert.

3. Steuervorrichtung nach Anspruch 1, wobei das Automatikgetriebe (30) einen Drehmomentwandler (14) enthält, der mit der Ausgangswelle des Motors (1) verbunden ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Übertragungsdrehmoment-Berechnungseinrichtung (38) enthält:

eine Einrichtung (36) zum Berechnen eines Drehmomentverhältnisses (tr) des Drehmomentwandlers (14) anhand der Motordrehzahl (N_e) und der Ausgangswellendrehzahl (N_t) des Drehmomentwandlers (14),

20 eine Turbinenraddrehmoment-Berechnungseinrichtung (37) zum Berechnen eines Ausgangswellendrehmoments (T_t) des Drehmomentwandlers (14) anhand des Motorausgangsdrehmoments (T_e) und des Drehmomentverhältnisses (tr), und
 eine Einrichtung (38) zum Berechnen des für die Kupplung erforderlichen Übertragungsdrehmoments (T_c) wenigstens aus dem Ausgangswellendrehmoment (T_t) und der Ausgangswellendrehzahl (N_t) des Drehmomentwandlers (14).

4. Steuervorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Motordrehmoment-Berechnungseinrichtung (37) eine Einrichtung zum Speichern des Werts der Ansaugluftmenge (Q_a) des Motors (1) als einen die Last des Motors (1) darstellenden Parameter und zum Speichern eines Datenkennfeldes des Motordrehmoments (T_e) in Abhängigkeit von der Motordrehzahl (N_e) und von der Ansaugluftmenge (Q_a) enthält.

5. Steuervorrichtung für ein Fahrzeug, das die Automatikgetriebe-Steuervorrichtung nach Anspruch 1 enthält, gekennzeichnet durch

eine Lasterfassungseinrichtung (7) zum Erfassen eines die Last des Motors (1) darstellenden Parameters, und eine Drehzahlerfassungseinrichtung (13) zum Erfassen der Motordrehzahl (N_e), wobei der die Last darstellende Parameter die Ansaugluftmenge (Q_a) und/oder der Drosselklappenstellungswinkel (θ) und/oder der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt und/oder die Kraftstoffeinspritzmenge des Motors (1) ist.

6. Steuervorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der die Last darstellende Parameter die Ansaugluftmenge (Q_a) und/oder der Drosselklappenstellungswinkel (θ) und/oder der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt und/oder die Kraftstoffeinspritzmenge des Motors (1) oder eine Kombination hieraus ist.

7. Steuervorrichtung nach Anspruch 1, wobei das Automatikgetriebe (30) einen Drehmomentwandler (14) enthält, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuervorrichtung umfaßt:

eine Einrichtung (35) zum Berechnen eines Pumpenkapazitätskoeffizienten (c) des Drehmomentwandlers (14) anhand der Motordrehzahl (N_e) und der Ausgangswellendrehzahl (N_t) des Drehmomentwandlers (14),

eine Einrichtung (102) zum Berechnen eines zweiten Motorausgangsdrehmoments (T_e') anhand des Pumpenkapazitätskoeffizienten (c) und der Motordrehzahl (N_e),

45 eine Einrichtung (42) zum Erzeugen eines Schaltvorgang-Startsignals für das Automatikgetriebe (30) und eine Einrichtung (103) zum Korrigieren des Motorausgangsdrehmoments (T_e), das von der Motordrehmoment-Berechnungseinrichtung (37) erzeugt wird, anhand der Differenz zwischen dem Motorausgangsdrehmoment (T_e) von der Motordrehmoment-Berechnungseinrichtung (104) und dem zweiten Motorausgangsdrehmoment (T_e') während der Periode ab der Erzeugung des Schaltvorgang-Startsignals bis zum wirklichen Schaltvorgang.

8. Steuervorrichtung nach Anspruch 3, gekennzeichnet durch

eine Einrichtung (35) zum Berechnen eines Pumpenkapazitätskoeffizienten (c) des Drehmomentwandlers (14) unter Verwendung der Motordrehzahl (N_e) und der Ausgangswellendrehzahl (N_t) des Drehmomentwandlers (14),

eine Einrichtung (41) zum Berechnen eines zweiten Ausgangswellendrehmoments (T_{t2}) des Drehmomentwandlers (14) anhand des Drehmomentverhältnisses (tr), des Pumpenkapazitätskoeffizienten (c) und der Motordrehzahl (N_e),

55 eine Einrichtung (42) zum Erzeugen eines Schaltvorgang-Startsignals für das Automatikgetriebe (30) und eine Einrichtung (40) zum Korrigieren des Ausgangswellendrehmoments (T_e) von der Turbinenraddrehmoment-Berechnungseinrichtung (37) durch die Differenz zwischen dem Ausgangswellendrehmoment (T_t) von der Turbinenraddrehmoment-Berechnungseinrichtung (37) und dem zweiten Ausgangswellendrehmoment (T_{t2}) während der Periode ab der Erzeugung des Schaltvorgang-Startsignals bis zum tatsächlichen Schaltvorgang.

9. Steuervorrichtung nach Anspruch 8, gekennzeichnet durch eine Einrichtung (50) zur Gewinnung von Informationen ($d\alpha/dt$), die mit dem Betrieb eines Fahrpedals (60) eines Fahrzeugs mit Automatikgetriebe (30) in Beziehung stehen, und

eine Einrichtung (51), die der Turbinenraddrehmoment-Korrektureinrichtung (40) die Ausführung einer Korrektur erlaubt, wenn die Informationen ($d\alpha/dt$), die mit der Betätigung des Fahrpedals (60) in Beziehung stehen, eine vorgegebene Bedingung ($\geq k_2$ oder $< k_2$) erfüllen.

65 10. Steuervorrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung (50) für die Gewinnung der Informationen ($d\alpha/dt$), die mit der Betätigung des Fahrpedals (60) in Beziehung stehen, eine Einrichtung zum Speichern eines Signals, das den Niederdrückungsgrad des Fahrpedals

(60) angibt, und zum Berechnen einer Änderungsrate des Niederdrückungsgrades pro Zeiteinheit ($\Delta\alpha/\Delta t$) enthält und

die Korrekturzulassungseinrichtung (51) die Korrekturverarbeitung zuläßt, wenn die Änderungsrate kleiner als ein vorgegebener Referenzwert (k_2) ist.

11. Steuervorrichtung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch ein Datenkennfeld eines Öldruckbefehlswerts (P_t) in Abhängigkeit vom Übertragungsdrehmoment (T_c), in dem sich ein Öldruckwert in Abhängigkeit vom Wert (μ) des Reibkoeffizienten der Kupplung (22, 23) ändert.

12. Steuervorrichtung für Automatikgetriebe zum Steuern mittels Öldruck wenigstens einer Kupplung (22, 23) eines Automatikgetriebes (30), das einen mit einer Motorausgangswelle verbundenen Drehmomentwandler (14) enthält, wobei die Kupplung (22, 23) eingerückt oder ausgerückt wird, um einen Schaltvorgang auszuführen, gekennzeichnet durch

eine Einrichtung zum Erfassen eines Motordrehzahlsignals (N_e)

eine Einrichtung zum Erfassen eines die Last des Motors (1) darstellenden Parametersignals (Q_a),

eine Einrichtung zum Erfassen eines Drehzahlsignals (N_t) der Ausgangswelle des Drehmomentwandlers (14),

eine Einrichtung zum Berechnen eines Drehzahlverhältnisses (tr) zwischen der Eingangswelle (11) und der Ausgangswelle (18) des Drehmomentwandlers (14) anhand der Motordrehzahl (N_e) und der Ausgangswellendrehzahl (N_t) des Drehmomentwandlers (14), und

eine Befehlswert-Berechnungseinrichtung (39) zum Ändern eines Befehlswerts (P_t) eines auf die Kupplung (22, 23) einwirkenden Öldrucks durch den Parameter, der die Last des Motors (1) darstellt, und durch die Motordrehzahl (N_e), wobei der Öldruckbefehlswert (P_t), der entsprechend dem Befehl zum Ändern des Ausgangsdrehmoments (T_e) des Motors (1) berechnet wird, schneller als das Drehzahlverhältnis (tr) geändert wird.

13. Steuervorrichtung für Automatikgetriebe zum Steuern mittels Öldruck wenigstens einer Kupplung (22, 23) eines mit einer Motorausgangswelle verbundenen Automatikgetriebes (30), die eingerückt oder ausgerückt wird, um einen Schaltvorgang auszuführen, gekennzeichnet durch

eine Einrichtung zum Erfassen eines Motordrehzahlsignals (N_e),

eine Einrichtung zum Erfassen eines Parametersignals (Q_a), das eine Last des Motors (1) darstellt,

eine Einrichtung zum Erfassen eines Ausgangswellendrehzahlsignals (N_o) des Automatikgetriebes (30),

eine Einrichtung zum Berechnen eines Drehzahlverhältnisses (tr) zwischen der Eingangswelle (11) und der Ausgangswelle (24) des Automatikgetriebes (30) anhand der Motordrehzahl (N_e) und der Ausgangswellendrehzahl (N_o) des Automatikgetriebes (30), und

eine Befehlswert-Berechnungseinrichtung, die einen Befehlswert des auf die Kupplung (22, 23) einwirkenden Öldrucks durch den Parameter, der die Last des Motors (1) darstellt, und durch die Motordrehzahl (N_e) ändert, wobei sich der Öldruckbefehlswert (P_t), der in Übereinstimmung mit dem Befehl zum Ändern des Ausgangsdrehmoments (T_e) des Motors (1) berechnet wird, dann, wenn sich der die Last des Motors (1) darstellende Parameter ändert, schneller ändert als das Drehzahlverhältnis (tr).

14. Verfahren zum Steuern eines Automatikgetriebes, bei dem mittels Öldruck wenigstens eine Kupplung (22, 23) eines mit einer Motorausgangswelle verbundenen Automatikgetriebes (30) in der Weise gesteuert wird, daß sie eingerückt oder ausgerückt wird, um einen Schaltvorgang des Automatikgetriebes auszuführen, gekennzeichnet durch die folgenden Schritte

Berechnen (37) eines Ausgangsdrehmoments (T_e) des Motors anhand eines Parameters (Q_a), der eine Last des Motors (1) darstellt, und der Motordrehzahl (N_e),

Berechnen (38) eines für die Kupplung (22, 23) erforderlichen Übertragungsdrehmoments (T_c) unter Verwendung wenigstens der Parameter, die das berechnete Motorausgangsdrehmoment (T_e) und die Motordrehzahl (N_e) angeben, und

Bestimmen (39) eines Befehlswerts (P_t) des auf die Kupplung (22, 23) einwirkenden Öldrucks in Übereinstimmung mit dem berechneten Übertragungsdrehmoment (T_c)

15. Steuerverfahren nach Anspruch 14, wobei das Automatikgetriebe (30) einen Drehmomentwandler (14) besitzt, dadurch gekennzeichnet, daß der Öldruckbefehlswert (P_t) dann, wenn die Änderung des Ausgangsdrehmoments (T_e) des Motors (1) angegeben wird, schneller bestimmt wird als das Verhältnis zwischen der Eingangswellendrehzahl (N_e) und der Ausgangswellendrehzahl (N_t) des Drehmomentwandlers (14).

16. Steuerverfahren nach Anspruch 14, wobei das Automatikgetriebe (30) einen mit der Ausgangswelle (11) des Motors (1) verbundenen Drehmomentwandler (14) besitzt, dadurch gekennzeichnet, daß der Übertragungsdrehmoment-Berechnungsschritt die folgenden Schritte enthält:

Berechnen (36) eines Drehmomentverhältnisses (tr) des Drehmomentwandlers (14) anhand der Motordrehzahl (N_e) und der Ausgangswellendrehzahl (N_t) des Drehmomentwandlers (14),

Berechnen eines Ausgangswellendrehmoments (T_t) des Drehmomentwandlers (14) anhand des Ausgangsdrehmoments (T_e) des Motors (1) und des Drehmomentverhältnisses (tr), und

Berechnen (38) eines für die Kupplung (22, 23) erforderlichen Übertragungsdrehmoments (T_c) unter Verwendung wenigstens des Ausgangswellendrehmoments (T_t) und der Ausgangswellendrehzahl (N_t) des Drehmomentwandlers (14).

17. Steuerverfahren nach Anspruch 14, gekennzeichnet durch die folgenden Schritte:

Erfassen der Motordrehzahl (N_e),

Speichern einer Ansaugluftmenge (Q_a) des Motors (1) als Parameter, der die Last des Motors (1) darstellt, und

Bestimmen des Motorausgangsdrehmoments (T_e) unter Bezugnahme auf ein Datenkennfeld, das das Motorausgangsdrehmoment (T_e) in Abhängigkeit von der Motordrehzahl (N_e) und der Ansaugluftmenge (Q_a) angibt.

18. Steuerverfahren nach Anspruch 14, gekennzeichnet durch die folgenden Schritte:

Erfassen eines Parameters, der die Last des Motors (1) darstellt, und

Erfassen der Motordrehzahl (N_e), wobei der die Last darstellende Parameter die Ansaugluftmenge (Q_a) und/oder

DE 199 12 506 A 1

der Drosselklappenstellungswinkel (θ) und/oder der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt und/oder die Kraftstoffeinspritzmenge des Motors ist.

Hierzu 12 Seite(n) Zeichnungen

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

FIG. 1

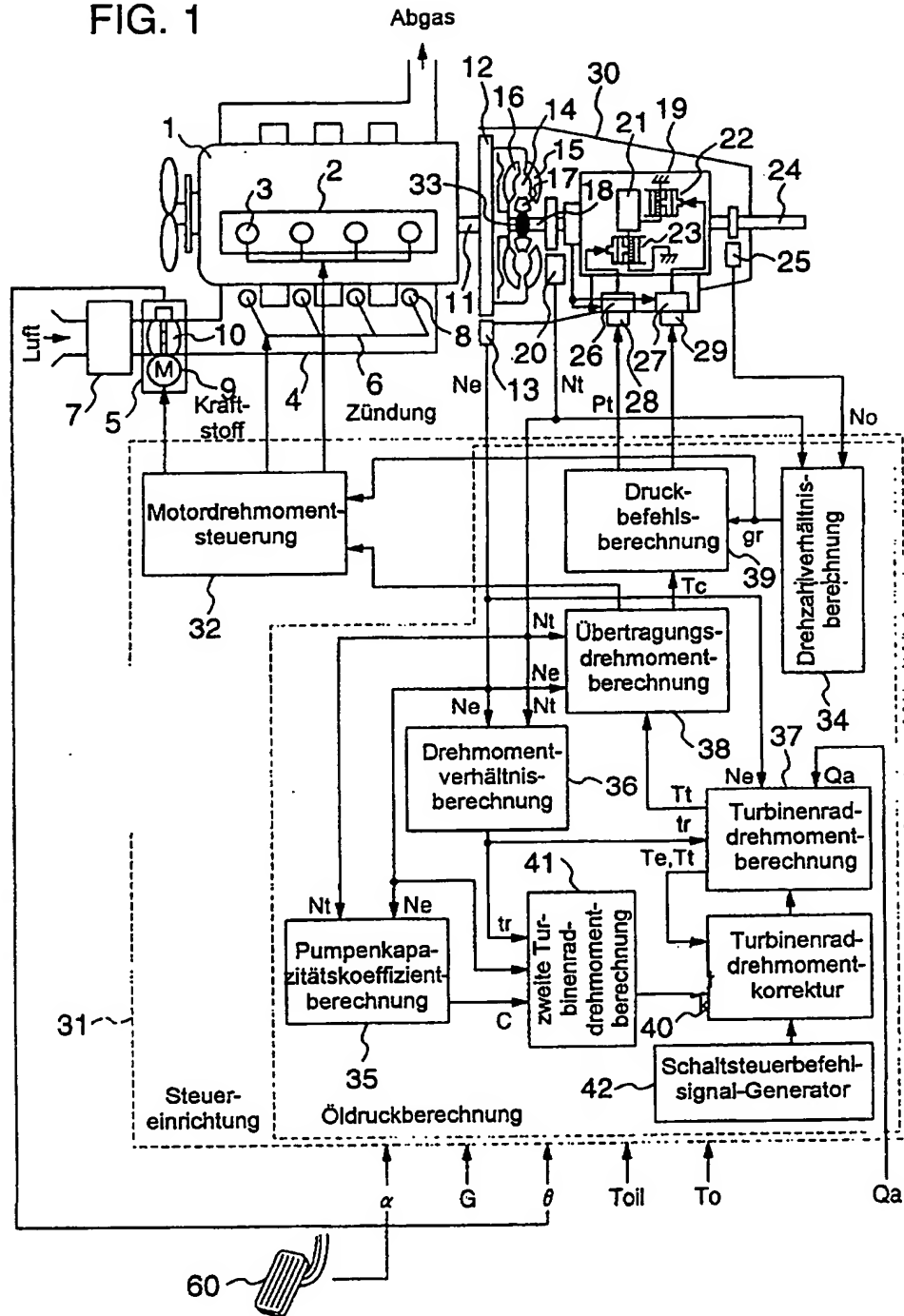


FIG. 2

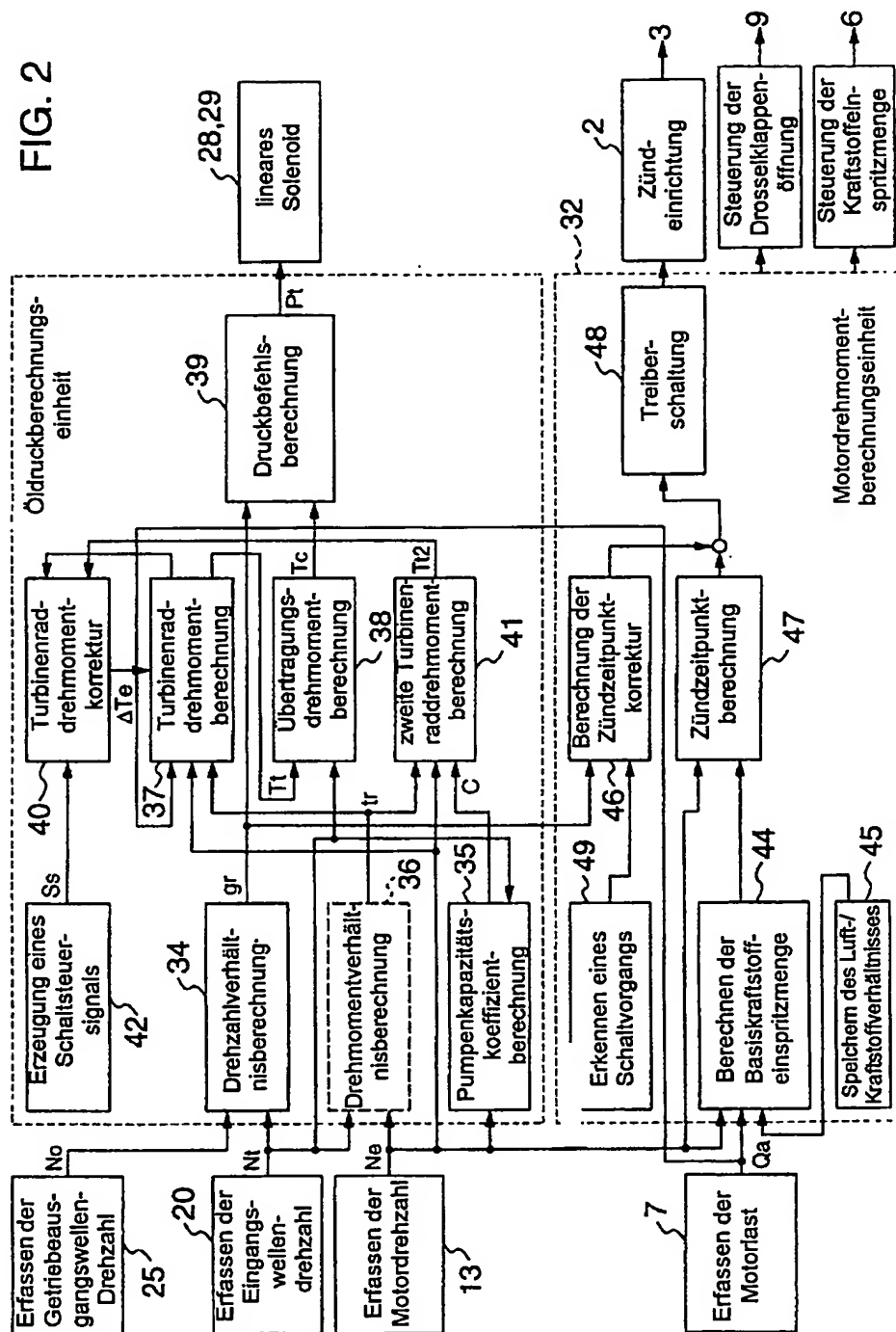


FIG. 3

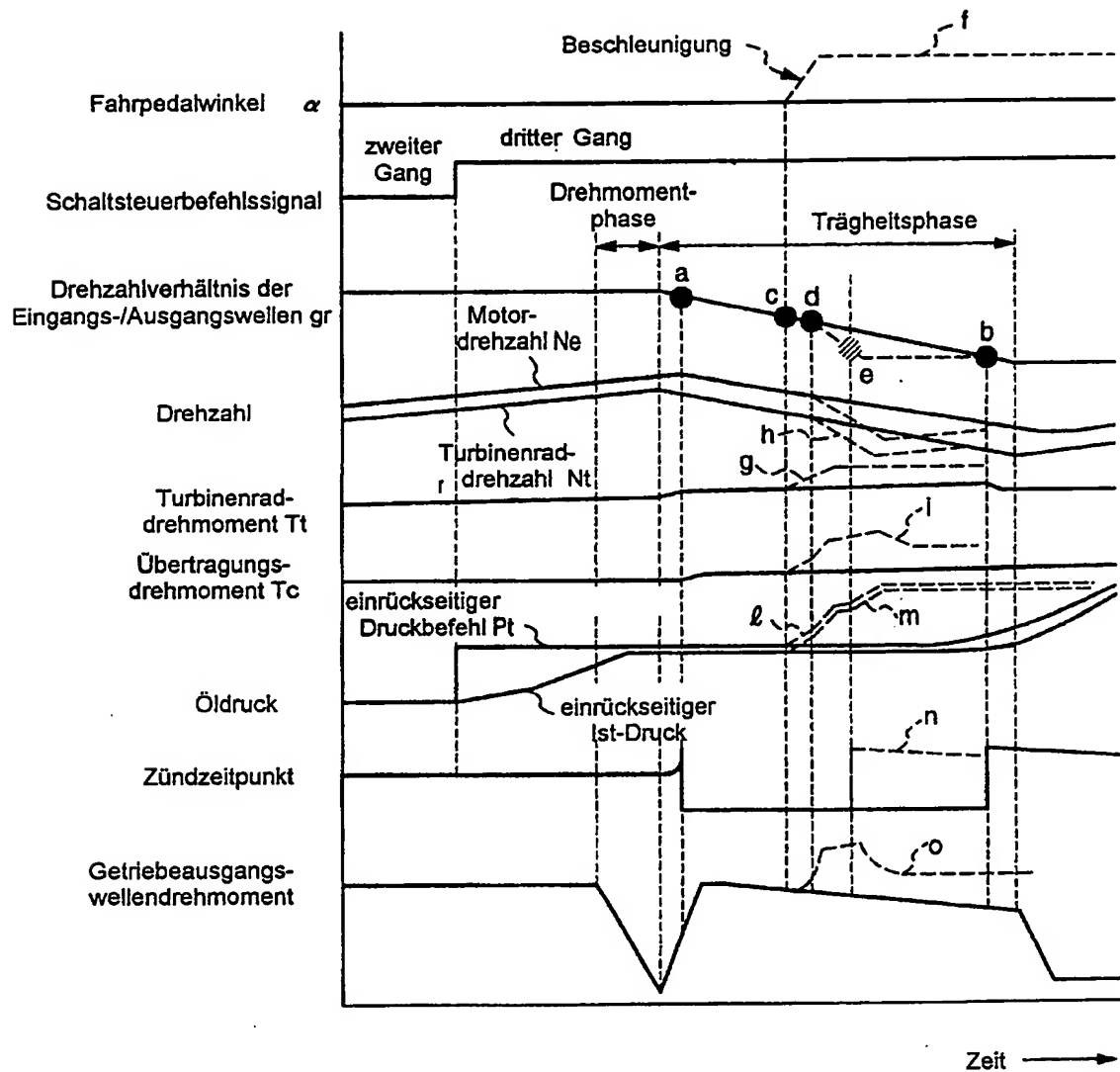


FIG. 4

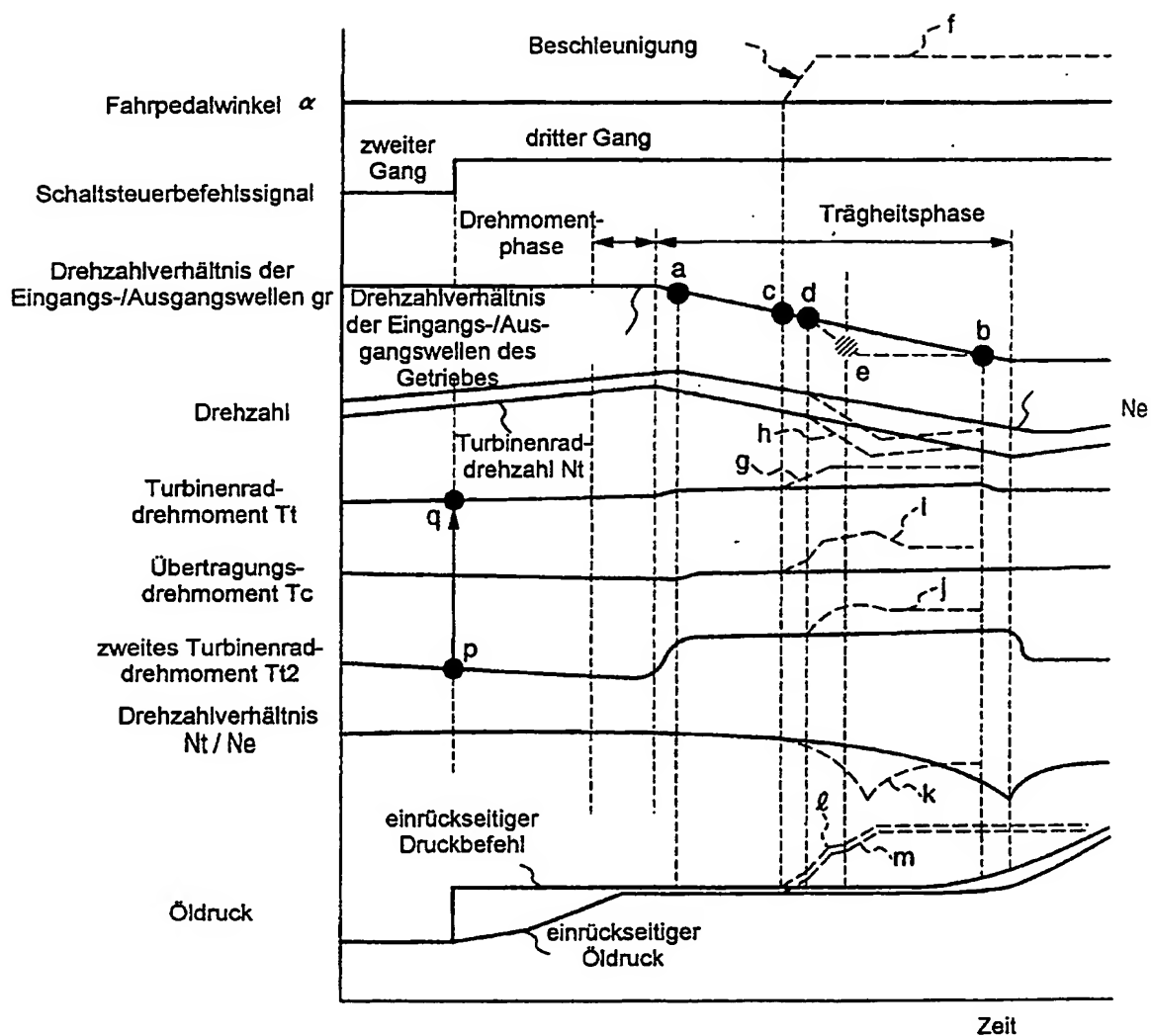


FIG. 5

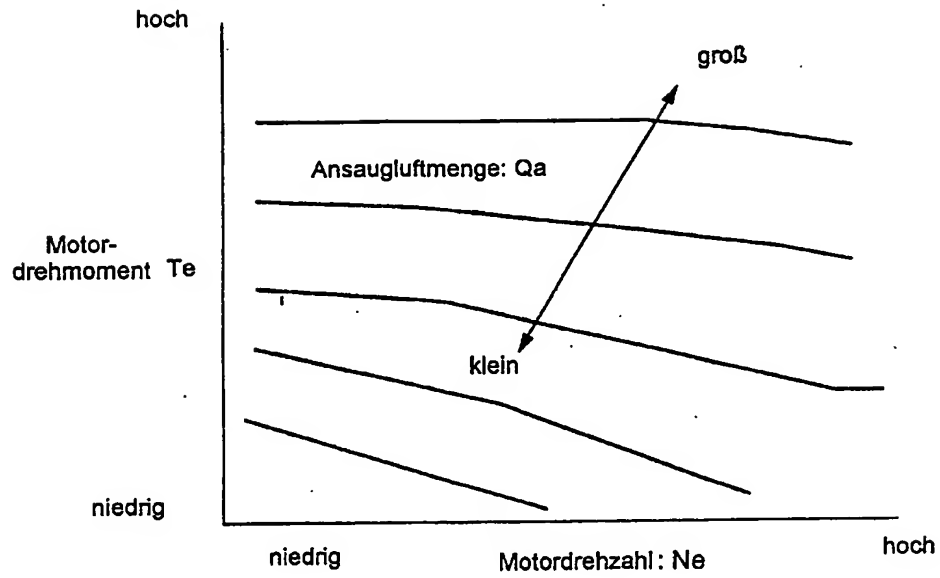


FIG. 6

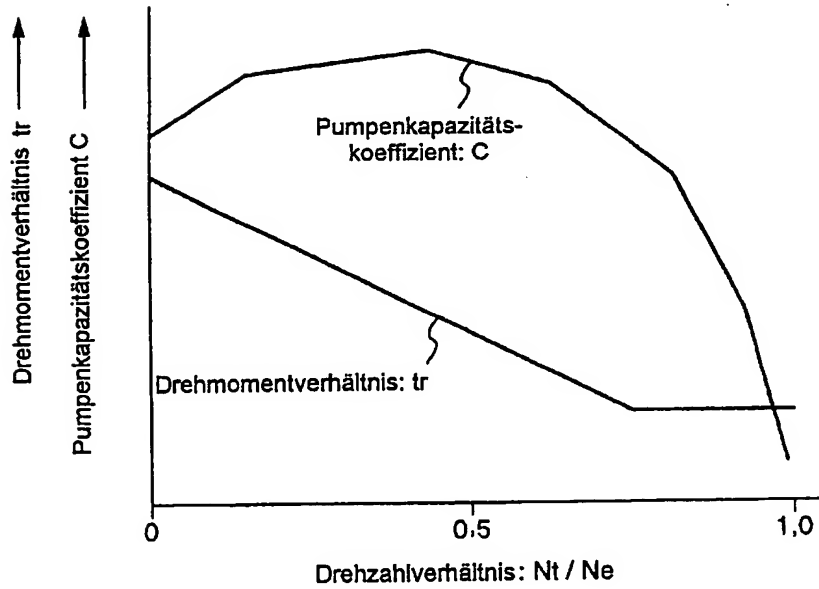


FIG. 7

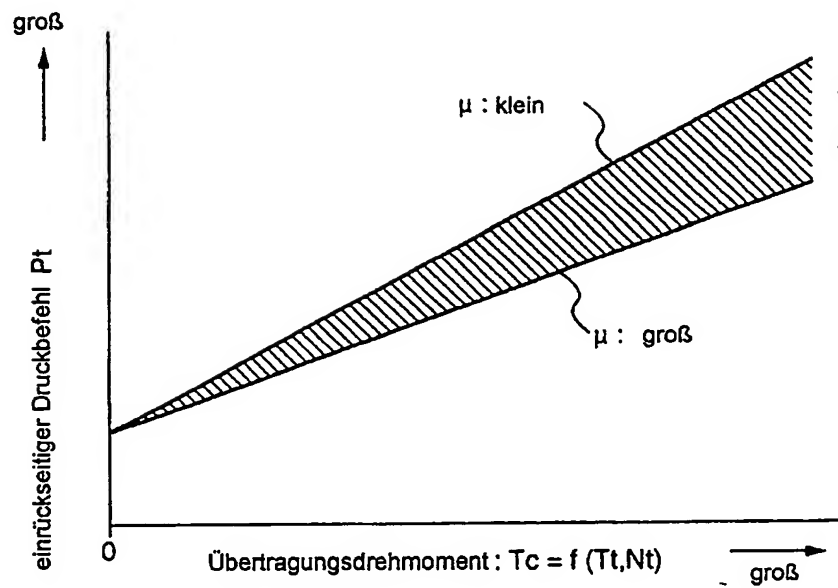


FIG. 9

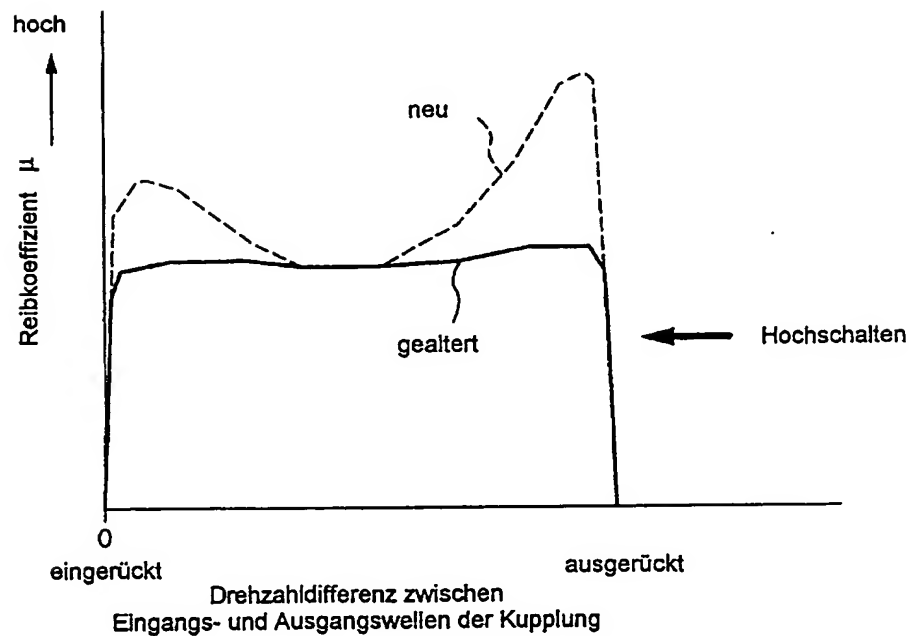


FIG. 8

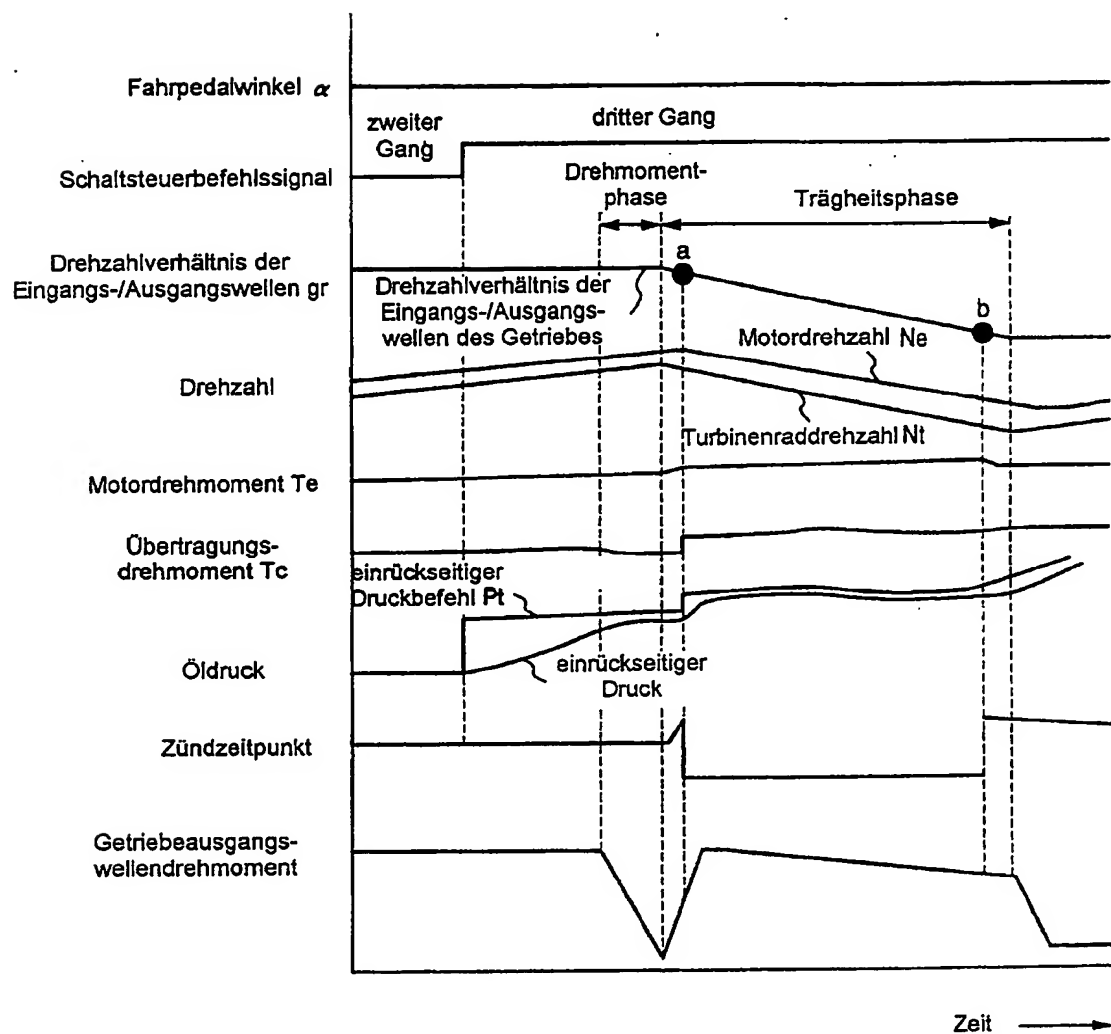


FIG. 10

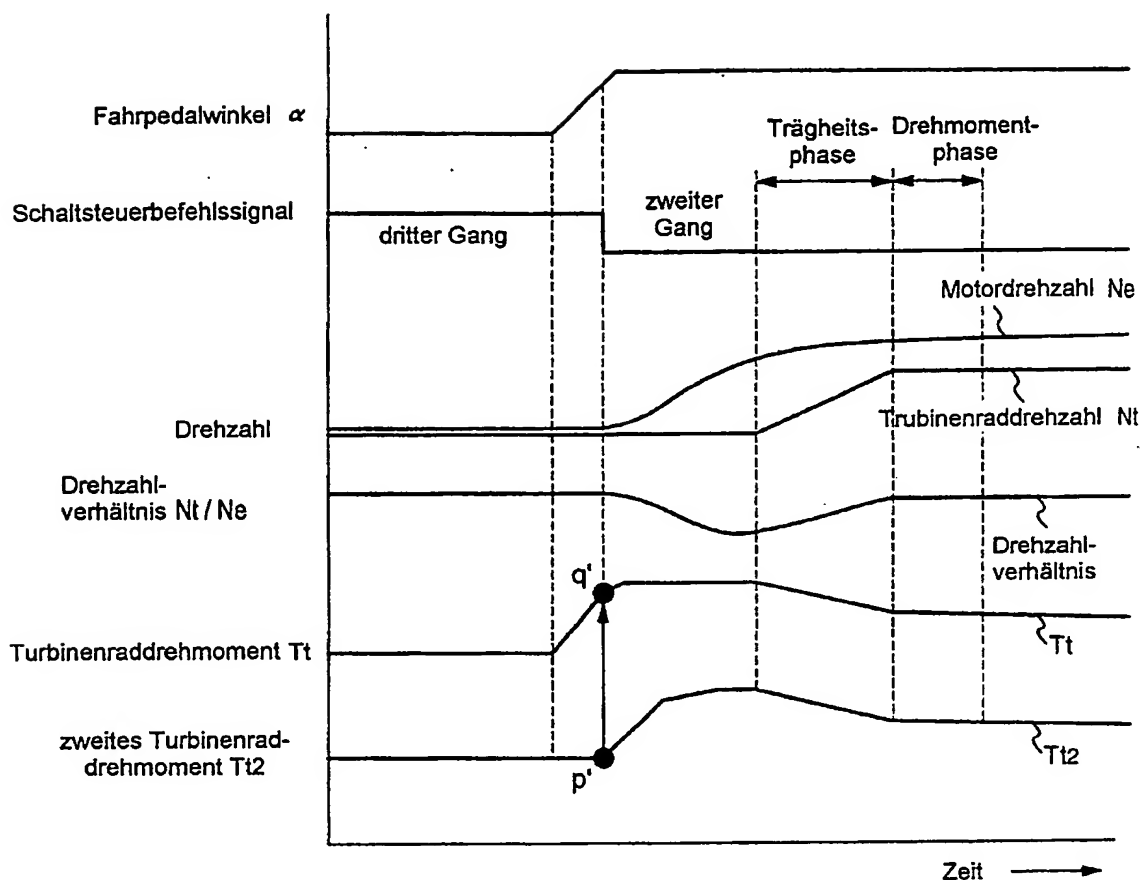


FIG. 11

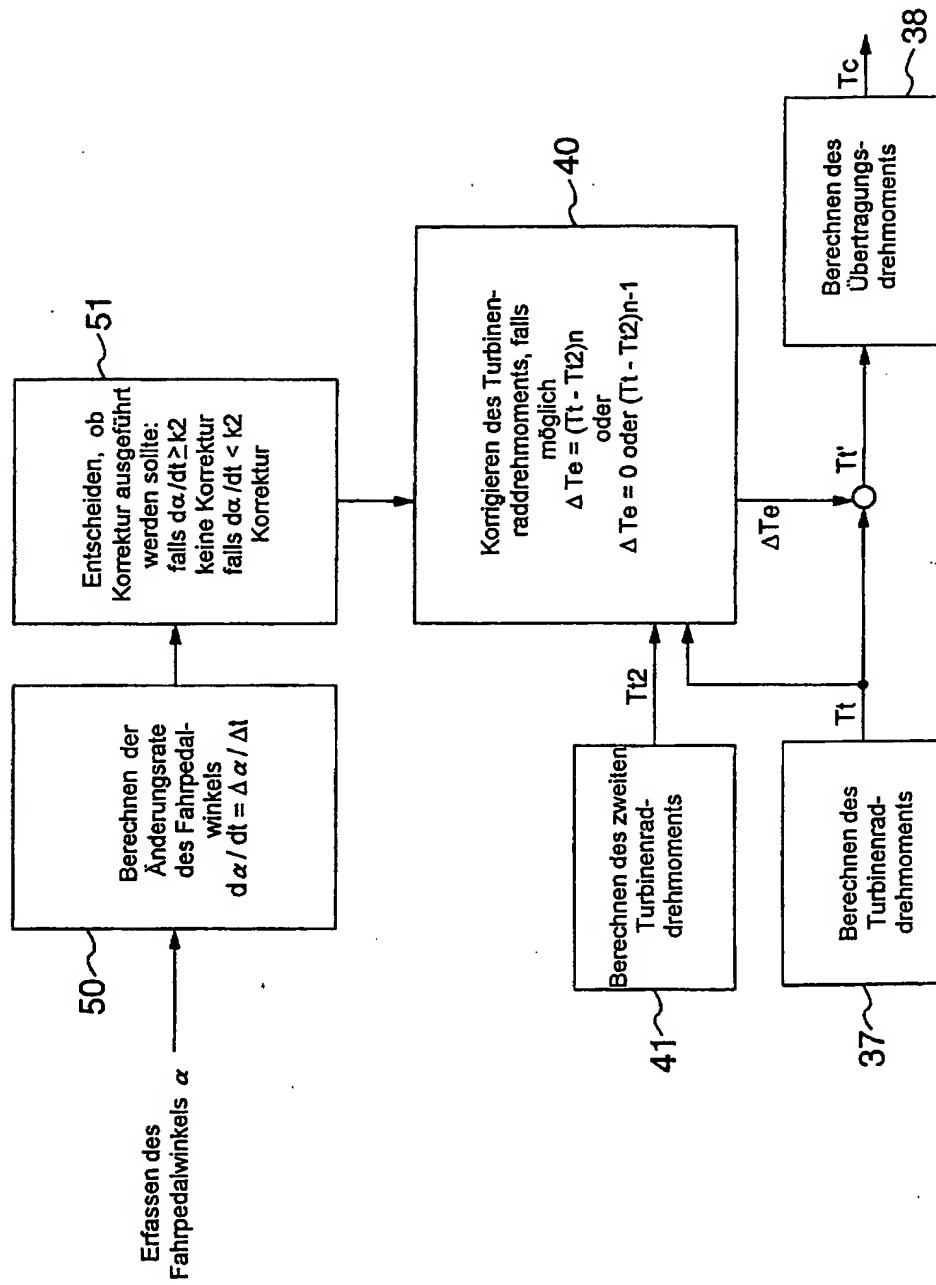


FIG. 12A

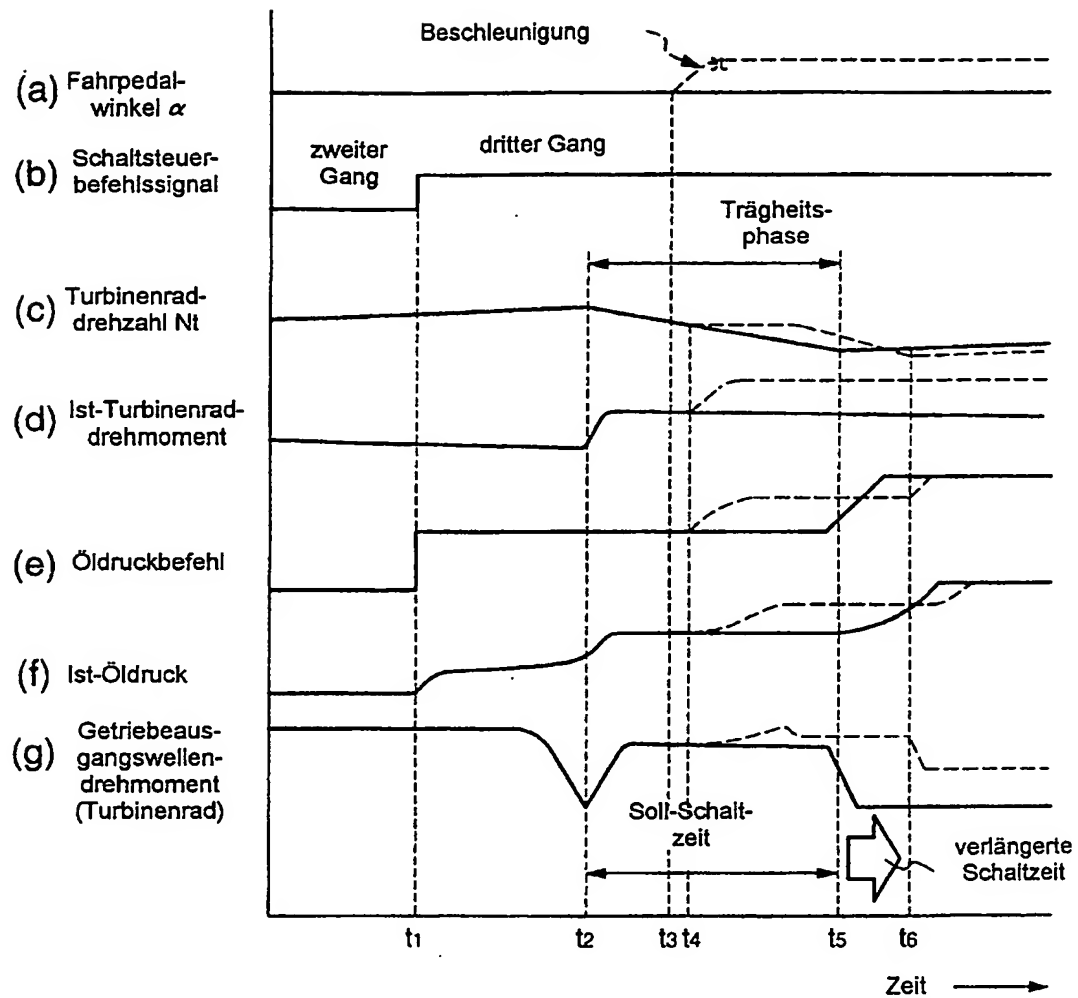


FIG. 12B

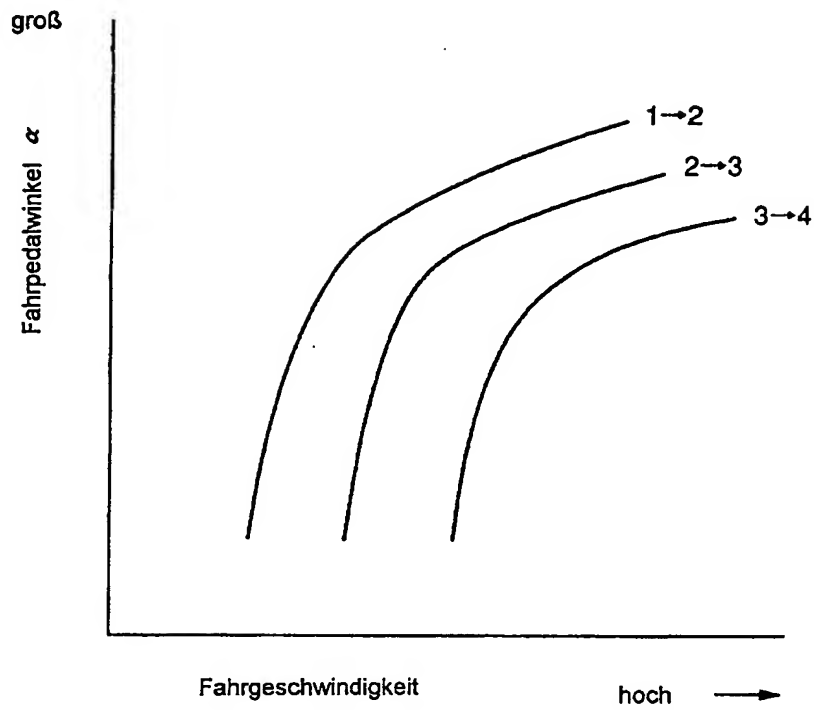


FIG. 13

